Gheorghe MANOLACHE

CALCULUL ŞI CONSTRUCȚIA AUTOVEHICULELOR RUTIERE 1

\- ELEMENTE ALE TRANSMISIEI A.R. -

ÎNDRUMAR PENTRU

PROIECTUL SEMESTRIAL

IAŞI

– 2011 –

Cuprins

Bibliografie

1. Abăităncei, D., Haşegan , C., Stoica, I., Claponi, D., Cihodaru, I.: **Motoare pentru automobile şi tractoare – Construcție şi tehnologie**, vol. 2, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1980.
2. Aramă, C., ş.a.: **Automobilul de la A la Z,** Ed. Militară, Bucureşti, 1985.
3. Cernea, E.: **Maşini termice cu pistoane libere**, Ed. Militară, Bucureşti, 1960.
4. Constantinescu, P.: **Motorul termic şi turbina**, Ed. Tineretului, Bucureşti, 1968.
5. Creța, G.: **Turbine cu abur şi gaze**, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1981.
6. Cristea, P.: **Practica automobilului**, vol. 2, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1966.
7. Cristescu, D., Răducu, V.: **Automobilul. Construcție. Funcționare. Depanare**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1986.
8. Frățilă, Gh.: **Noutăți în automobilism,** Ed. Tehnică, Bucureşti, 1968.
9. Heinz Heisler: **Advanced Engine Technology**, SAE International, 1995.
10. Heinz Heisler: **Advanced Vehicle Technology**, Elsevier Science, Reed Educational and Professional Publishing, 2nd edition, 2002.
11. Ispas, Şt.: **Motorul turboreactor**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1981.
12. Kirillin, V.A., Sîcev, V.V., Şeindlin, A.E.: **Termodinamica**, ed. a II-a, Ed. Ştiințifică şi Enciclopedică, Bucureşti, 1985.
13. Manea, Gh.: **Organe de maşini,** vol. I, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1970.
14. Moțoc, I, Popescu, I.: **Autobuze cu motoare Diesel orizontale**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1979.
15. Rakosi, E., Roşca, R., Manolache, Gh.: **Ghid de proiectare a motoarelor de automobil**, Editura "Politehnium" Iaşi, 2004.
16. Rakosi, E., Roşca, R., Manolache, Gh.: **Sisteme de propulsie pentru automobile**, Editura "Politehnium" Iaşi, 2006.
17. Roşca, R.: **Autovehicule rutiere si tractoare,** vol. I, Ed. "Cutia Pandorei", Vaslui, 2002,
18. Roşca, R., Rakosi, E., Vâlcu V., Manolache, Gh.: **Autovehicule rutiere si tractoare,** vol. II, Editura "Politehnium" Iaşi, 2004.
19. Roşca, R., Rakosi, E.: **Sisteme neconvenționale de propulsie şi transport**, Editura "Gh. Iaşi" Iaşi, 2003.
20. Roşca, R., Rakosi, E., Manolache, Gh., Roşu, V.: **Elemente de tehnologia autovehiculelor,** Editura "Politehnium" Iaşi, 2005.
21. Slătineanu, R.: **Simbolizări şi corespondențe de oțeluri**, Centrul de documentare şi Publicații Tehnice al Industriei Metalurgice, Bucureşti, 1973.
22. Smilaenov, B., Iolov, Ț., Miloşova, M.: **Traktorî i avtomobili**, Sofia, 1980.

23. Tecuşan, N., Ionescu, E.: **Tractoare şi Automobile**, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, vol.2, 1980.
24. Urdăreanu, T., Gorianu, M., Vasiliu, C., Canță, T.: **Propulsia şi circulația autovehiculelor cu roți**, Ed. Ştiințifică şi Enciclopedică, Bucureşti, 1987.
25. * * * **High Power Rating Timing Drives**. **Methode de calcul**, Pirelli Power Transmission.
26. * * * **http://www.carbibles.com**
27. * * * **ISORAN, Synchronous drives calculation handbook**, Pirelli Group.
28. * * * **Standarde Române, Catalog 2002**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 2002.
29. * * * **Volvo – ECT – Environmental Concept Truck**, Volvo Truck Corporation, Göeteborg, Sweden, 1997.
30. * * * **Suport de curs la disciplina Calculul şi Construcția Autovehiculelor Rutiere 1**

Tema proiectului

Să se proiecteze următoarele elemente ale transmisiei unui autovehicul:

1. Ambreiajul. Mecanismul de acționare
2. Cutia de viteze

Date inițiale (preluate din catalogul maşinii)

Autovehicul: Rover 45 2.0 iDT

Se impun următorii parametric dinamici:

V_{max} = 170 km/h (viteza maximă)

G_0 = 1230 kgf = 12100 N (greutatea autovehiculului gol)

Np = 5 pasageri

Dimensiuni pneuri: 195/55 R15

Dimensiuni autovehicul: l = 1652 mm; h = 1390 mm

Panta maximă urcată în treapta I a cutiei de viteze: α_{max} = 17˚- 19˚

P_{max} = 74 kW / n_p = 4200 rpm (puterea maximă)

M_{max} = 240 Nm / n_M = 2000 rpm (cuplul maxim)

Etapa I:

I. Trasarea caracteristicii externe (Caracteristica de turație la sarcină totală)

Pentru calculul organelor de transmisie este necesară trasarea acestei caracteristici la scară. Caracteristica va rezulta în urma calculelor din această etapă.

A. Trasarea curbei de putere

Pentru trasarea curbei de putere se calculează puterea la viteză maximă P_{vmax} şi puterea maximă dezvoltată de motor P_{max}.

$$Pv_{max} = \frac{G_a \cdot f \cdot v_{max} + \frac{k \cdot A \cdot v_{max}^3}{13}}{367 \cdot \eta_t}$$

, în care:

• $G_a [kgf] -$ *greutatea totală a autovehiculului;*

$G_a = G_0 + N_p \cdot (G_p + G_b)$, unde:

• G_p – greutate pasageri;

G_p = 75 kgf

• G_b – greutate bagaje;

G_b – 20 kgf

$$G_a = G_0 + N_p \cdot (G_p + G_b) = 1230 + 5 \cdot 95 = 1705\, kgf$$

• f – coeficientul de rezistență la rulare;

$$f = 1{,}65 \cdot 10^{-2} \cdot [1 + 6{,}5 \cdot 10^{-3} (v - 50)$$

Obs.: Relație valabilă pentru v > 50 [km/h]

$$f = 1{,}65 \cdot 10^{-2} (1 + 6{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 120)$$

$f = 0{,}02937$

• k – coeficient aerodinamic [daN·$s^2 \cdot m^{-4}$];

k = 0,02………0,035 [daN·$s^2 \cdot m^{-4}$] – se alege în funcție de aerodinamicitatea

autovehiculului

$k = 0{,}021\ [\mathrm{daN} \cdot s^2 \cdot m^{-4}]$

• A$[m^2]$ - aria secțiunii transversale a autovehiculului;

$A = H \cdot l \cdot c_c$

H – înălțimea autovehiculului

l – lățimea

c_c - coef. de corecție

$c_c = 0{,}98 \ldots .1$

$A = 0{,}98 \cdot 1{,}652 \cdot 1{,}39 = 2{,}25035\ [m^2]$

$\eta_t = 0{,}9$

v_{max}= 170 [hm/h]

$$Pv_{max} = \frac{G_a \cdot f \cdot v_{max} + \frac{k \cdot A \cdot v_{max}{}^3}{13}}{367 \cdot \eta_t}\ [kW]$$

$$Pv_{max} = \frac{1705 \cdot 0{,}02937 \cdot 170 + \frac{0{,}021 \cdot 2{,}25035 \cdot 170^3}{13}}{367 \cdot 0{,}9}$$

$Pv_{max} = 79{,}84\ [kW]$

Puterea maximă dezvoltată de motor se calculează pornind de la puterea la viteza maximă, cu raportul:

$P_{max} = Pv_{max} / f(\frac{n_{v_{max}}}{n_p})$, unde:

$n_{v_{max}}$ [rpm] – turația la viteză maximă

$n_{v_{max}} = 3780\ [rpm]$

n_p [rpm] – turația la putere maximă

$$f\left(\frac{n_{v_{max}}}{n_p}\right) = \alpha_1 \cdot \frac{n_{v_{max}}}{n_p} + \alpha_2 \cdot \left(\frac{n_{v_{max}}}{n_p}\right)^2 + \alpha_3 \cdot \left(\frac{n_{v_{max}}}{n_p}\right)^3$$

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ - coeficienți ce depind de $C_e = \frac{n_M}{n_p}$ (coef. de elasticitate a motorului)

$$\alpha_1 = \frac{3 - 4C_e}{2(1 - C_e)}$$

$$\alpha_2 = \frac{2C_e}{2(1 - C_e)}$$

$$\alpha_3 = -\frac{1}{2(1 - C_e)}$$

$$C_e = \frac{n_M}{n_p} = \frac{2000}{4200} = 0{,}47619$$

$$\alpha_1 = \frac{1{,}09524}{1{,}04762} = 1{,}04545$$

$$\alpha_2 = 0{,}90908$$

$$\alpha_3 = -0{,}95454$$

$$\frac{n_{v_{max}}}{n_p} = 1,05 \div 1,25\ (MAS)$$

$$\frac{n_{v_{max}}}{n_p} = 0,9\ \div 1\ (MAC)$$

Din datele inițiale se adoptă turația la putere maximă, n_p, apoi se calculează $n_{v_{max}}$, respectând plajele uzuale de valori de mai sus.

Obs.: Se acceptă că $n_{v_{max}}\ \cong\ n_{max}$.

$$f\left(\frac{n_{v_{max}}}{n_p}\right) = \ 1,04545\ \cdot\ 0.9\ +\ 0,90908\ \cdot\ \ (0,9)^2\ \ - 0,95454\ \cdot\ \ (0,9)^3$$

$$f\left(\frac{n_{v_{max}}}{n_p}\right) = 0,940905 + 0,7363548 – 0,69585966 = 0,9814$$

$$P_{max}\ = \frac{79.84}{0,9814} = 81,35\ [kW]$$

Obs.: Ca şi verificare, dacă P_{max} rezultă din calcule mult mai mare decât puterea maxima a autovehiculului luat ca model se poate micşora coeficientul aerodinamic. În cazurile în care diferența este foarte mare se va micşora viteza maximă impusă prin tema proiectului cu până la 10-15%.

Notă:

Calculul puterii efective, descris în cele ce urmează se face tabelat pentru valori ale turației, cuprinse între $n_{\min stabil}$ - turația minimă stabilă şi n_{max}, cu pasul de 100 rpm. La obținerea punctului (valorii) de maxim a puterii efective $P_e\ =\ P_{max}$ - pentru $n = n_p$ pasul se poate micşora, înainte şi după n_p lq 50 rpm, pentru o bună evidențiere a zonei de maxim.

Astfel, se stabileşte turația minimă stabilă:

$n_{\min stabil}\ =\ n_{min} +\ \ (100 \div 200)\ [rpm]$, unde:

$n_{min}\ \cong (0,15 \div 0,2) \cdot\ n_p$

P_e- puterea efectivă la turația n este dată de relația:

$$P_e(n) = P_{max}\ [\alpha_1 \cdot \frac{n}{n_p} + \alpha_2 \cdot \left(\frac{n}{n_p}\right)^2 + \alpha_3 \cdot \left(\frac{n}{n_p}\right)^3, unde:$$

$$n = n_{\min stabil}, n_{\min stabil}, n_{\min stabil} + 100,\ n_{\min stabil} + 200, \dots, n_{max}$$

B. <u>Curba de moment</u>

Momentul efectiv la o turație dată (n) este:

$$Me_{(n)} = 9{,}55 \cdot 10^3 \cdot \frac{Pe\ [kW]}{n\ [rpm]}\ [N \cdot m]$$

C. <u>Curba de consum specific</u>

$$c_{e_{(n)}} = c_{min} \cdot \frac{M_{max}}{Me_n}\ [g/kW\ oră]$$

$c_{min} = 280 - 340$ - MAS

$c_{min} = 230 - 280$ – MAC

D. <u>Curba de consum orar</u>

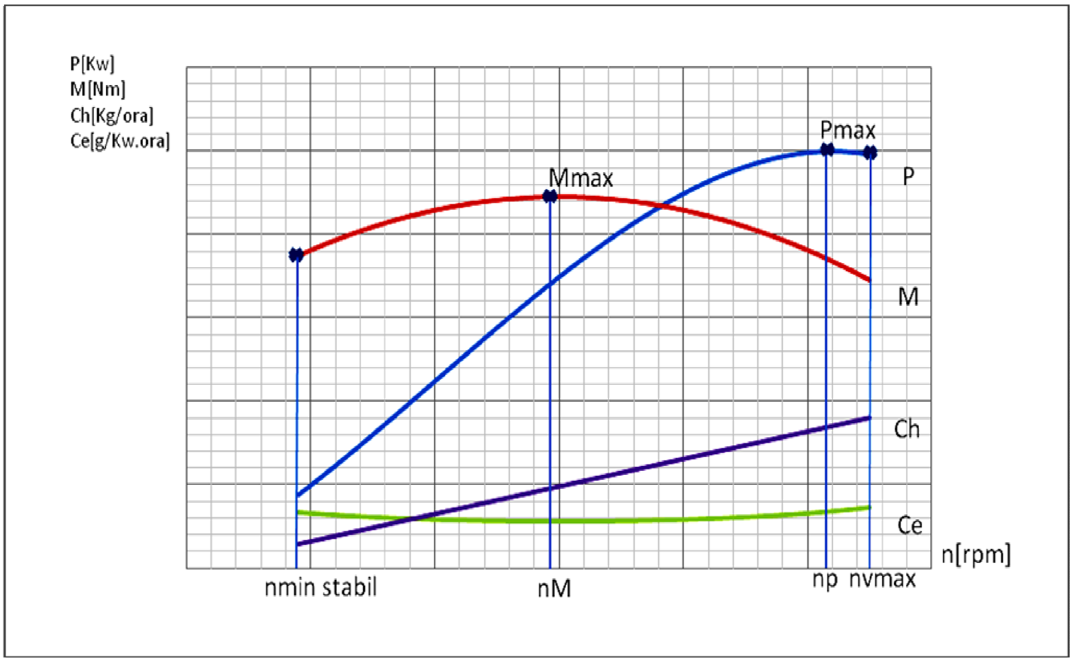
$$C_h = c_e \cdot \frac{Pe_n}{10^3}\ [kg/ora]$$

$$n_{min} \cong (0{,}15 \div 0{,}2) \cdot n_p = 0{,}17 \cdot 4200 = 714\ [rpm]$$

$$n_{\min stab.} = 714 + 176 = 890\ [rpm]$$

Tabel 1:

n	Pe	Me	Ch	ce
[rpm]	[kW]	[Nm]	[kg/h]	[g/kWh]
890	20,60385	221,0862	5,591623	271,3873
990	23,13886	223,2082	6,219895	268,8073
1090	25,69546	225,13	6,848168	266,5127
1190	28,26737	226,8516	7,47644	264,4901
1290	30,84828	228,373	8,104712	262,7281
1390	33,43193	229,6942	8,732984	261,2169
1490	36,012	230,8152	9,361257	259,9482
1590	38,58223	231,736	9,989529	258,9153
1690	41,13631	232,4567	10,6178	258,1126
1790	43,66797	232,9771	11,24607	257,536
1890	46,1709	233,2974	11,87435	257,1824
1990	48,63883	233,4175	12,50262	257,0501
2090	51,06546	233,3374	13,13089	257,1384
2190	53,44451	233,0571	13,75916	257,4476
2290	55,76969	232,5766	14,38743	257,9795
2390	58,0347	231,896	15,01571	258,7367
2490	60,23327	231,0151	15,64398	259,7232
2590	62,35909	229,9341	16,27225	260,9443
2690	64,40589	228,6529	16,90052	262,4065
2790	66,36737	227,1715	17,5288	264,1177
2890	68,23724	225,4899	18,15707	266,0874
2990	70,00923	223,6081	18,78534	268,3266
3090	71,67703	221,5261	19,41361	270,8485
3190	73,23436	219,2439	20,04188	273,6678
3290	74,67493	216,7616	20,67016	276,8018
3390	75,99245	214,079	21,29843	280,2703
3490	77,18064	211,1963	21,9267	284,0959
3590	78,2332	208,1134	22,55497	288,3044
3690	79,14385	204,8303	23,18325	292,9254
3790	79,9063	201,347	23,81152	297,993
3840	80,22998	199,5303	24,12565	300,7062
3890	80,51425	197,6635	24,43979	303,5461
3940	80,75833	195,7467	24,75393	306,5186
3990	80,96143	193,7799	25,06806	309,6297
4040	81,12276	191,763	25,3822	312,8863
4090	81,24154	189,696	25,69634	316,2955
4140	81,31698	187,579	26,01047	319,8652
4190	81,34829	185,412	26,32461	323,6037
4200	81,34919	184,9726	26,38743	324,3724



II. <u>Determinarea raportului transmisiei principale i_0</u>

Se face din condiția de viteză maximă a autovehiculului în treapta de viteză cu raport unitar ($i_{CV} = 1$).

$$i_0 = \frac{\pi \cdot n_{v\,max} \cdot r_r}{30 \cdot v_{maxc}}, unde:$$

v_{max} $[m/s]$

$n_{v\,max}$ $[rpm]$

$r_r - raza\ de\ rulare\ [m]$

$$r_r = \frac{d}{2} + H\ [m]$$

d = 15” = 15 ·25,4 = 381 [mm] = 0,381 [m]

H – înălțimea pneului

H = 0,55 · 195 = 107,25 [mm] = 0,10725 [m]

$$r_r = \frac{0,381}{2} + 0,10725 = 0,29775\ [m]$$

$$n_{v\ max} = 0,9 \cdot 4200 = 3780\ [rpm]$$

$$i_0 = \frac{\pi \cdot 3780 \cdot 0,29775}{30 \cdot 47,22} = 2,4947$$

III. Etajarea Cutiei de Viteze:

Raportul de transmitere în treapta I se determină din condiția de pantă maximă impusă, pantă pe care autovehiculul trebuie să o urce în această treaptă de viteză, cu motorul funcționând pe **caracter de turație la sarcină totală**, la turația de **cuplu maxim**, n_M.

Forța la roată sau forța de tracțiune, necesară în acest caz este:

$F'_r = F_{t_{max}} = G_a(f \cdot cos\alpha_{max} + sin\alpha_{max})$[N], unde:

$G_a[N] -$ *greutatea autovehiculului;*

$\alpha_{max}[grade] -$ *panta maximă impusă;*

f - coeficientul de rezistență la rulare

(viteza fiind mică, se poate aproxima cu f = (1,4 - 1,6)$\cdot 10^{-2}$)

Se observă că s-a neglijat rezistența aerului, deoarece viteza are valori reduse.

Raportul în treapta I are expresia:

$$i_{cv_I} = \frac{Ft_{max} \cdot r_r}{M_{max} \cdot i_0 \cdot \eta_t}, unde:$$

Ft_{max} $[N]$

r_r $[m]$ - raza de rulare

M_{max} $[N \cdot m]$ - momentul (cuplul) maxim

$$F'_r = F_{t_{max}} = G_a(f \cdot cos\alpha_{max} + sin\alpha_{max}) = 1705(0{,}02937 \cdot cos17^\circ + sin17^\circ)$$
$$= 1705(0.02937 \cdot 0{,}9563 + 0{,}2923) = 5358{,}8\ [N]$$

$$i_{cv_I} = \frac{Ft_{max} \cdot r_r}{M_{max} \cdot i_0 \cdot \eta_t} = \frac{5358{,}8 \cdot 0{,}29775}{233{,}4185 \cdot 2{,}4947 \cdot 0{,}9} = 3{,}04$$

Rapoartele de transmitere ale schimbătorului de viteze sunt în progrese geometrică, cu o rație $g = \frac{n_2}{n_1}$ (rație de etajare). Rația progresiei geometrice şi numărul treptelor de viteză sunt alese astfel încât să fie îndeplinită condiția: $v_{max_{tr.infer.}} = v_{max_{tr.super.}}$.

Cele două turații, n_1 şi n_2 sunt turațiile între care motorul funcționează stabil şi trebuie să îndeplinească condiția: $n_M \leq n_1 \leq n_2 \leq n_{v_{max}}$.

Pentru treapta **k** de viteză avem: $i_{c_k} = \frac{i_{cv_I}}{q^{k-1}}$.

Considerând k treapta maximă de viteză ca fiind treaptă cu raport de transmitere unitar (fără treaptă de supraviteză), vom avea

$i_{cvk} = 1 \Rightarrow q^{k-1} = i_{cv_I} \Rightarrow k = 1 + \frac{ln\, i_{cv_I}}{ln\ q}$.

Pentru calculul efectiv, se procedează mai întâi la stabilirea unei rații de etajare inițială **q**, considerând pentru început:

$q* = \frac{n_{vmax}}{n_M} \Rightarrow$ numărul minim al treptelor de viteză:

$k_{min} \geq 1 + \frac{ln i_{cv_I}}{ln\, q}$.

Se rotunjeşte k_{min} la valoarea imediat superioară şi obţinem numărul treptelor de viteză, **k**.

$k = \left[1 + \frac{ln i_{cv_I}}{ln\, q}\right]$+1, unde [...] reprez. partea întreagă.

Cu această nouă valoare, k, se calculează apoi raţia de etajare a cutiei de viteze

$q = \sqrt[k-1]{i_{cv_I}}$, raţie care se utilizează în calculul celorlalte trepte de viteză, după formula:

$i_{c_k} = \frac{i_{cv_I}}{q^{k-1}}$.

Notă:

Dacă se doreşte adoptarea unei trepte de supraviteză se stabileşte raportul acesteia $i_{cv_{k+1}} = 0{,}7 \div 0{,}8$.

Observaţie:

În urma acestei etape se trasează caracteristica externă pe hârtie milimetrică.

$$q^* = \frac{n_{v_{max}}}{n_M} = \frac{3780}{2000} = 1{,}89$$

Numărul minim al treptelor de viteză va fi:

$$k_{min} \geq 1 + \frac{ln i_{cv_I}}{ln\, q} => \ k_{min} \geq 1 + \frac{ln i_{cv_I}}{ln\, q} = 2{,}746619$$

$$k \geq [2{,}746619]+1 => k = 4$$

$$q = \sqrt[3]{3{,}04} = 1{,}4486312$$

$$i_{c_k} = \frac{i_{cv_I}}{q^{k-1}}$$

$i_{c_2} = 2,09853$

$i_{c_3} = 1,44863$

$i_{c_4} = 1$

$i_{c_5} = 0,6903$

Pentru o treaptă de viteză oarecare, j, avem:

$$v_j = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{r_r}{i_0 \cdot i_{cv_j}} => v_j = ct. \cdot \frac{n}{i_{cv_j}}$$

$$ct. = \frac{\pi \cdot r_r}{30 \cdot i_0} = \frac{3,14 \cdot 0,29775}{30 \cdot 2,4947} = 0,012492283$$

Etapa a II-a:

Proiectarea Ambreiajului

Din etapa anterioară se adoptă $P_{max}\,[kW]/n_p$, $M_{max}\,[Nm]/n_M$ (din diagramă se iau valori rotunjite).

Rolul ambreiajului:

Ambreiajul este elementul de legătură dintre motor şi transmisie şi are rolul de a permite decuplarea motorului de transmisie şi ulterior cuplarea progresivă a acestora.

- Condiții impuse la decuplare:

Decuplarea este necesară la pornirea de pe loc, dar şi în timpul deplasării, pentru schimbarea treptelor de viteză. De altfel, decuplarea trebuie realizată şi în staționare, când motorul este pornit, şi la frânare, când turația motorului tinde să scadă sub cea stabilă.

- Condiții impuse la cuplare:

La pornirea de pe loc, accelerații mai mari de $3 \div 4\ {m}/{s^2}$ conduc la disconfortul pasagerilor, la producerea unor avarii ale încărcăturii şi la suprasolicitarea organelor de transmisie. Efortul la pedală trebuie să nu fie prea mare, iar cursa pedalei trebuie să aibă o valoare relative redusă.

Cerința principală impusă ambreiajelor este ca momentul pe care îl poate transmite să fie reglabil, lucru care poate fi obținut prin mai multe soluții constructive, dintre care cea mai simplă este soluția cu discuri de fricțiune. Ambreiajul automobilului serveşte la decuplarea temporară şi la cuplarea lină a transmisiei cu motorul. Decuplarea este necesară la oprirea şi frânarea automobilului sau la schimbarea vitezelor. Cuplarea lină este necesară la pornirea din loc şi după schimbarea vitezelor. Prin decuplarea motorului de transmisie roțile dințate din cutia de viteze nu se mai află sub sarcină şi cuplarea lor se poate face fără eforturi mari între dinți. În caz contrar, schimbarea vitezelor este aproape imposibilă, funcționarea cutiei de viteze

este însoțită de zgomot puternic, uzura dinților este deosebit de mare şi se poate produce chiar ruperea lor.Cuplarea lină a arborelui cutiei de viteze cu arborele cotit al motorului, care are turația relativ mare, asigură creşterea treptată şi fără şocuri a sarcinii la dinții roților dințate şi la piesele transmisiei, fapt care micşorează uzura şi elimină posibilitatea ruperii lor.

1. Determinarea momentului de calcul M_C

Momentul de calcul al ambreiajului $M_C = \beta \cdot M_{max}, unde\ \beta = 1{,}3 \div 1{,}75$ - coeficient de siguranță.

Alegerea valorii coeficientului de siguranță β se face ținându-se seama de tipul şi destinația automobilului, precum şi de particularitățile ambreiajului.

Pentru valori mari ale coeficientului de siguranță se reduce intensitatea patinării ambreiajului, deci şi lucrul mecanic de patinare, creşte durata de funcționare a ambreiajului, se reduce timpul de ambreiere şi se îmbunătățesc performanțele dinamice ale automobilului.

Mărirea exagerată a coeficientului de siguranța conduce la apariția unor suprasarcini în transmisie, în special la frânarea bruscă a automobilului, precum şi mărirea forței necesare decuplării ambreiajului.

Reducerea valorii coeficientului de siguranță a ambreiajului conduce la o bună protecție a transmisiei la suprasarcini, dar la o uzură mai mare a discurilor, deoarece patinarea ambreiajului este mai intensă. Forța necesară decuplării este mai redusă.

Transmiterea integrală a momentului motor şi după uzarea maximă normala a garniturilor de frecare înseamnă că, în această situație limită, coeficientul de siguranță al ambreiajului să fie mai mare sau cel mult egal cu unu.

Obs.: La alegerea β se ține seama de tipul şi destinația autovehiculului, precum şi de particularitățile constructive.

În timpul exploatării autovehiculului, β se micşorează ca urmare a uzurii continue de frecare. Prin micşorarea grosimii acestora, arcul se destine, aşadar scade forța de apăsare inițială.

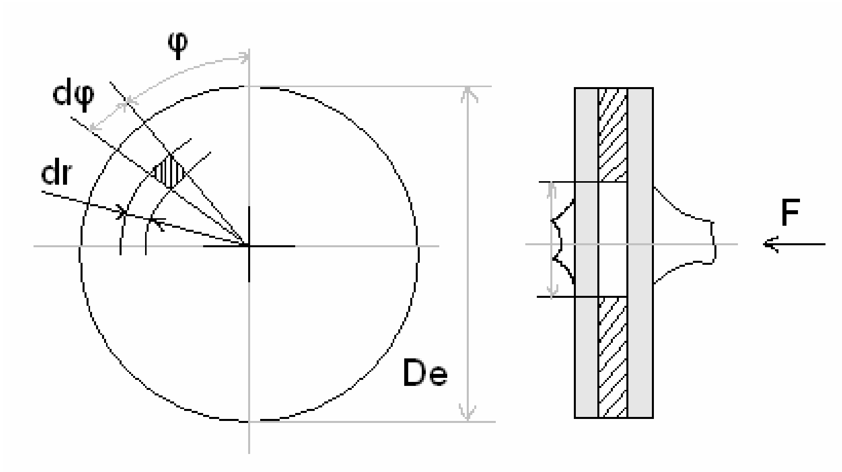
Pentru evitarea patinării, $\beta \geq 1$.

Se adoptă $\beta => M_c = \cdots [Nm]$.

$\beta = 1{,}3$

$M_c = \beta \cdot M_{max} = 1{,}3 \cdot 233{,}42 = 303{,}44\ [Nm]$

2. Determinarea momentului de frecare al ambreiajului:



Forța normal elementară pe elementul de arie dA este:

$dF = p \cdot dA$

Forța de frecare elementară:

$dF_f = \mu \cdot dF = \mu \cdot p \cdot r^2 dr \cdot d\varphi$, unde $\mu = 0{,}25 \div 0.30^{(0{,}4-0{,}5)}$ (coef. de frecare azbest-fontă).

$p - presiunea\ dintre\ suprafețele\ elementare$

$$M_f = \mu \cdot p \cdot \int_0^{2\pi} \int_{Di/2}^{De/2} r^2 dr d\varphi = \frac{2\pi}{3} \cdot \mu \cdot p = \left[\left(\frac{D_e}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^2\right]$$

$$Presiunea\ p = \frac{F}{Af}, unde:$$

$F - forța\ de\ apăsare\ asupra\ discului\ de\ ambreiaj, considerată\ uniform$

$distribuită$ pe suprafața de frecare A_f.

$$p = \frac{F}{\frac{\pi}{4}\left(D_e^{\,2} - D_i^{\,2}\right)}$$

$$M_f = \frac{1}{3}\mu \cdot F \cdot \frac{D_e^{\,3} - D_i^{\,3}}{D_i^{\,2} - D_i^{\,2}} = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F \cdot \frac{R_e^{\,3} - R_i^{\,3}}{R_i^{\,2} - R_i^{\,2}}$$

Cum un disc de ambreiaj are două suprafețe de frecare, relația de calcul pentru un ambreiaj cu n discuri devine:

$$M_f = \mu \cdot F \cdot i \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{R_e^{\,3} - R_i^{\,3}}{R_e^{\,2} - R_i^{\,2}} = \mu \cdot F \cdot i \cdot R_m, unde:$$

$i\ = 2n_d,$

$n_d\ = 1 - pentru\ ambreiaj\ monodisc$

$i = 2$

$R_e, R_i [m]$

F$[N]$

3. Determinarea dimensiunilor garniturilor de frecare

Suprafețele garniturilor de frecare se calculează cu relațiile:

$A = \gamma \cdot M_{max} [cm^2], unde:$

$\gamma - coef. care\ depinde\ de\ tipul\ automobilului\ şi\ tipul\ ambreiajului$

$\gamma = 25 \div 30\ cm^2/daN \cdot m$ *pentru autoturisme.*

$\gamma = 26\, cm^2/daN \cdot m$

$A = 26 \cdot 23{,}34 = 606{,}84\ cm^2$

Se adoptă $\gamma => \ A_{ef} = \cdots [cm^2]$ şi se calculează R_e şi R_i.

$$R_e = \sqrt{\frac{\gamma \cdot M_{max}\ [daN \cdot m]}{\pi(1 - c^2) \cdot i}}$$

$$C = \frac{R_i}{R_e} = 0{,}53 \div 0{,}75$$

$=> R_e = \cdots [cm]$ $=> se\ rotunjeste\ conf.STAS\ 7793 - 67$

$=>$ $R_e\ STAS$ = ... [cm], $R_i\ STAS$ = ... [cm]

$D_e = \cdots [mm]$

$D_i = \cdots [mm]$

$R_e = 12{,}28\ [cm]$

$R_e\ STAS$ = 125 [mm]

$R_i\ STAS$ = 77,5 [mm]

$D_e = 250 [mm]$

$D_i = 155 [mm]$

Recalculăm $A_{ad} = \pi\left({R_e}^2 - {R_i}^2\right) =>\ A_d = \cdots [cm^2]$

$A_d = 604{,}05 [cm^2]$

Se calculează raza medie a suprafeței de frecare:

$$R_M = \frac{2}{3} \cdot \frac{{R_e}^3 - {R_i}^3}{{R_i}^2 - {R_i}^2} =>\ R_m = \cdots [mm].$$

$R_m = 103{,}106 [mm]$

4. Determinarea forței de apăsare necesare:

Din condiția $M_f = M_C\ (=> M_f = \cdots [Nm])$

$M_f = 303{,}47 [Nm]$

$$=> \mu \cdot F \cdot i \cdot R_M = \beta \cdot M_{max} => F = \frac{\beta \cdot M_{max}}{\mu \cdot i \cdot R_m} = \cdots [N]$$

$$F = \frac{303{,}44}{0{,}45 \cdot 2 \cdot 0{,}1031} = 3270{,}17\ [N]$$

5. Determinarea presiunii specifice dintre suprafețele de frecare:

$$p = \frac{Fi}{A'} \leq p_a = 0{,}15 \div 0{,}35\ [MPa]$$

$$p = \frac{3270{,}17}{30202{,}875} = 0{,}108\ [MPa]$$

$p_a - presiunea\ admis.pt.garniturile\ din\ azbest$

$$A' = \frac{\pi}{4}\left(D_e{}^2 - D_i{}^2\right)_{STAS} = \cdots [mm^2]$$

$$A' = 30202{,}875\ [mm^2]$$

$$p = \frac{3270{,}17}{30202{,}875} = 0{,}108\ [MPa]$$

6. Verificarea la uzură:

Pentru aprecierea uzurii se calculează lucrul mecanic specific de frecare:

$$L_S = \frac{L}{2 \cdot n_d \cdot A'} \left[{daN \cdot m}/{cm^2}\right], unde:$$

$A' - suprafața\ unei\ garnituri\ de\ frecare\ [cm^2]$

$n_d - numărul\ de\ discuri$

$L - lucrul\ mecanic\ de\ frecare$

L se calculează aproximativ pentru mai multă siguranță prin două metode:

a. $L_{aprox.} = \frac{\pi \cdot n \cdot r_r{}^2}{30 \cdot i_{cv_I}{}^2 \cdot i_0{}^2} \cdot \left[\frac{G_a}{g} \cdot \frac{2\pi n}{7200} + \frac{G_a{}^2 \cdot \psi}{K} + \frac{2}{3} G_a \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{2}{K} \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}}\right]$

şi condiția este $L_S \leq L_{Sa} = 10 \div 12\ [daN \cdot m/cm^2]$

b. $L_{aprox.} = 357{,}3 \cdot G_a \cdot \frac{r_r^2}{i_0^2 \cdot i_{cv_I}^2}$ şi condiția $L_S \leq L_{Sa} = 0{,}75\ [daN \cdot m/cm^2]$,

unde:

$K = 30 \div 50\ [daN \cdot m/s] - coef. care\ arată\ gradul\ de\ creștere\ a\ mom.\ de\ frecare\ în\ timpul\ cuplării:$

$G_a = [daN]\ sau\ [kgf]$- *greutatea automobilului*

n - turația motorului la pornirea de pe loc ($n \geq n_1$)

Pentru mai multă siguranță se poate face calculul cu:

$f = 0{,}02 \div 0{,}03 - coef.\ de\ rezistență\ la\ rulare$

$r_r = \cdots [m] - raza\ de\ rulare$

$i_{cv_I} - raportul\ în\ treapta\ I\ de\ viteză$

$i_0 - raport\ de\ transmitere\ principal$

$\psi = f \cdot \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}$

$f = 0{,}02$

$r_r = 0{,}29775 [m]$

$i_{cv_I} = 3{,}04$

$i_0 = 2{,}4947$

$\psi = 0{,}3114$

$n = 1400\ [rpm]$

$G_a = 1705 [daN]$

$k = 50\ [daNm/s]$

a. $L_{aprox.} = \frac{\pi \cdot n \cdot r_r^2}{30 \cdot i_{cv_I}^2 \cdot i_0^2} \cdot \left[\frac{G_a}{g} \cdot \frac{2\pi n}{7200} + \frac{G_a^2 \cdot \psi}{K} + \frac{2}{3} G_a \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{2}{K} \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}}\right]$

$L_{aprox.} = 6688{,}97\ [daN \cdot m]$

$L_s = 11{,}07\ [daN \cdot m/cm^2]$

b. $L_{aprox.} = 357{,}3 \cdot G_a \cdot \frac{r_r^2}{i_0^2 \cdot i_{cv_I}^2}$

$L_{aprox.} = 939{,}02\ [daN \cdot m]$

$L_s = 0{,}1554\ [daN \cdot m]$

7. Verificarea la încălzire:

Se verifică la încălzire discul de presiune (din oțel sau fontă).

Creşterea de temperatură la cuplare:

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot L}{427 \cdot c \cdot M_p} [c^{\circ}], unde:$$

γ − $coeficient\ care\ exprimă\ cantitatea\ de\ lucru\ mecanic\ transformat\ în\ căldură.$

$\gamma = 0{,}5\ pentru\ ambreiajul\ monodisc$

$M_p = masa\ discului\ de\ presiune\ [kg]$

$M_p = \rho \cdot \pi (R_{ep}^2 - R_{ip}^2) \cdot g_p, unde:$

$\rho_{OL} = 7{,}85 [kg/dm^3]$

$\rho_{fontă} = 7{,}25 [kg/dm^3]$

$g_p -\ grosimea\ discului\ de\ presiune\ (10 \div 18 mm)$

Pentru C - căldura specifică a piesei verificate.

$(C_{oțel} \cong C_{fontă} \cong 0{,}115\ kcal/kg \cdot °C)$

$R_{ep} = R_e + 3 \div 5\ mm$

$R_{ip} = R_i - 2 \div 4\ mm$

Pentru $L_{calculat}$ cu metoda a. $\Delta t < 8 \div 15°C$.

Pentru $L_{calculat}$ cu metoda b. $\Delta t < 1°C$.

$R_{ep} = 130\ [mm]$

$R_{ip} = 75[mm]$

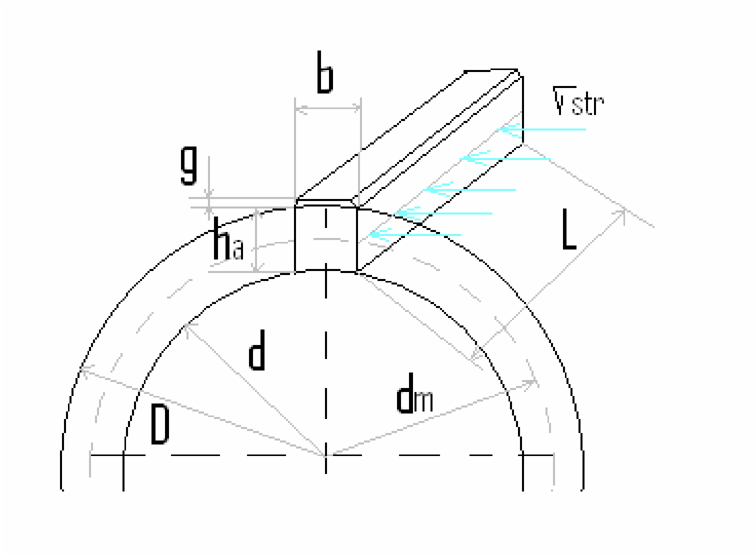
$g_P = 18$

$M_P = 5{,}004[kg]$

$a. \Delta t = 13{,}62$

$b. \Delta t = 1{,}91$

Calculul arborelui ambreiajului



$$h_a = h - 2a$$

$$h = \frac{D-d}{2}$$

- Din condiția de rezistență la strivire va rezulta lungimea canelurii:

$$\sigma_{str} = \frac{F}{A_{str}} = \frac{M_c \cdot 2}{d_m \cdot z \cdot h_a \cdot L \cdot k} \leq \sigma_{a\,str.}$$

$k = 0{,}75$ (coeficient de neuniformitate a suprafeței)

$$\sigma_{a_{str.}} = 80 \div 100\ MPa$$

- Din condiția de rezistență la torsiune:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_{max} \cdot \beta}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{a_t} = 90\ MPa$$

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{M_{max} \cdot 16 \cdot \beta}{\pi \cdot \tau_{a_t}}} = \sqrt[3]{\frac{233 \cdot 16 \cdot 1{,}35 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 100}} = 26{,}11\ mm$$

Conform STAS 7793-6:

$d_i = 28\ mm$

$d_e = 34\ mm$

$b = 7\ mm$

$z = 6\ caneluri$

$Obs.: Centrare\ interioara.$

$L = (1{,}5 \div 2{,}5) \cdot d_i = 2{,}1 \cdot 28 = 58{,}8\ mm$

$$h = \frac{d_e - d_i}{2} = 3\ mm$$

$$d_m = \frac{d_e + d_i}{2} = 31\ mm$$

$$\sigma_{str.} = \frac{F_{str.}}{A_{str.}} = \frac{M_{max} \cdot \beta \cdot 2}{z \cdot L \cdot h \cdot k \cdot d_m} \leq \sigma_{a_{str.}} = 25{,}57\ Mpa$$

$$F_{str.} = \frac{2 \cdot M_{max} \cdot \beta}{d_m} = 20{,}3\ N$$

Etapa a III-a:

Calculul Arcului Diafragmă

Scopul etapei constă în trasarea curbei de variație (caracteristicii elastice) a forței în funcție de săgeata arcului.

La decuplare, indiferent de tipul arcului folosit pentru a crea forța de apăsare normală (pe garniturile de fricțiune), acesta trebuie să fie comprimate (de către rulment) peste valoarea la care forța de apăsare devine nulă (pentru a crea astfel un joc între suprafețele de frecare).

Jocul este necesar pentru a ne asigura că decuplarea ambreiajului se face complet.

Săgeata suplimentară Δf se calculează cu relația:

$\Delta f = 2 \cdot n_d \cdot j_d$, unde:

$n_d - nr. de\ discuri$

j_d
$- jocul\ necesar\ între\ garniturile\ de\ frecare\ şi\ suprafața\ discului\ de\ prsiune$

$j_d = 0{,}75 \div 1{,}5$ [mm] (valorile mari sunt pentru discuri de ambreiaj cu $D_e \gg 180\ mm$)

Se adoptă $j_d \Rightarrow \Delta f = \cdots\ [mm]$

$j_d = 0{,}8\ [mm]$

$\Delta f = 1{,}6[mm]$

Uzura admisibilă a unei garnituri este:

$\Delta U_1 = 1{,}5 \div 2[mm]$ Se adoptă $\Delta U_{1_{adm}} \Rightarrow \Delta U_{1_{adm}} = 2 \cdot n_d \cdot \Delta U_1$

Obs.: Pentru arc diafragmă se consideră $\Delta U_1 = 1 \div 1{,}5[mm]$.

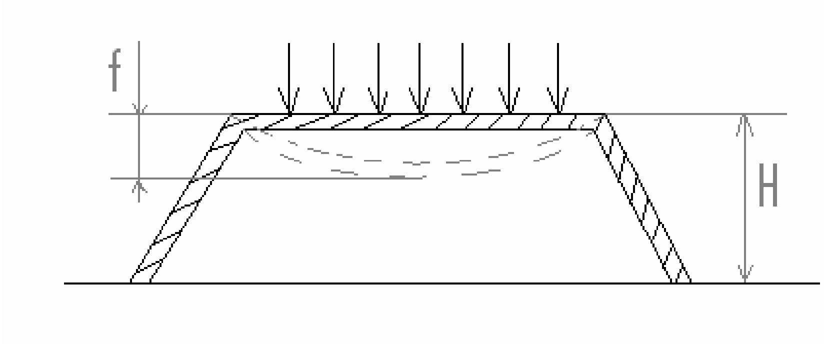
$\Delta U_{adm} = 2{,}6[mm]$

Se adoptă jocul dintre capătul interior al arcului diafragmă şi rulmentul de presiune.

$\delta = 1{,}5 \div 2{,}5[mm]$

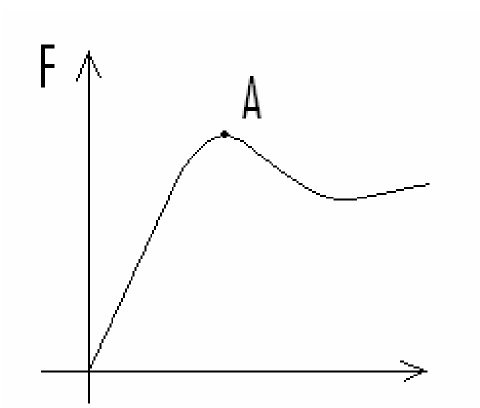
$\delta = 1{,}6\ [mm]$

A. Trasarea Caracteristicii



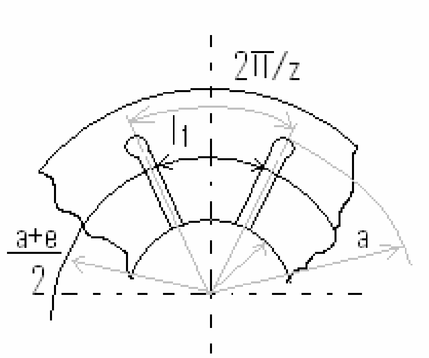
Funcție de raportul H/h, caracteristica arcului diferă ca alură. În cazul ambreiajelor de automobil se adoptă un raport $\sqrt{2} < H/_{h} < 2$, care conduce la o formă a

caracteristicii arcului ca în figura următoare:



După cum se observă, arcul diafragmă conține porțiuni cu rigiditate negativă pentru care creşterea săgeții duce la micşorarea forței de apăsare (regim instabil).

Punctul de lucru al arcului diafragmă se alege în A pentru ca variații mici ale săgeții să determine variații mici ale forței de apăsare. Pentru mărirea elasticității, arcurile diafragmă au practicate tăieturi radiale pe o anumită lungime.



Cu notațiile din figură, caracteristicile constructive ale arcului sunt:

$R_i < b < R_e \, (b \cong R_e - (5 \div 15)\ mm)$

$f_1 -$ *săgeata zonei fără tăieturi det. de ungh. de rotire* φ.

$a \cong b - (10 \div 25)mm; c \cong a - \frac{1}{3}(b-a)$

$e \cong \frac{d_e}{2} + (3 \div 10)mm,$ *unde* d_e *este diam. exterior al arborelui*

$f_2 = f_2' + f_2'' -$ *săgeata zonei cu tăieturi a arcului*

$z \geq 12 -$ *nr. de tăieturi*

$f_2' -$ *det. de rotirea cu* $\measuredangle \varphi$

$f_2'' -$ *det. de încov. lamelor arcului*

Pentru ca arcul să se găsească în echilibru, momentul forțelor exterioare trebuie să fie egal cu momentul forțelor interioare din partea continuă a arcului.

Dacă se ține seama că f_1 este realizat prin rotirea cu $\measuredangle \varphi$ => forța cu care arcul apasă discul de presiune este:

$$F = F_1 - F_2 \cdot \frac{c-e}{b-c} = \frac{\pi \cdot E' \cdot h}{6(b-c)} \cdot f_1 \cdot \ln\frac{b}{a}\left[\left(H - f_1 \cdot \frac{b-a}{b-c}\right) \cdot \left(H - \frac{f_1}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c}\right) + h^2\right]$$

unde:

H – înălțimea părții continue a arcului [mm]

$H_t -$ înălțimea totală a arcului.

Din asem. de triunghiuri rezultă $H = H_t \cdot \frac{b-a}{b-e}$.

Se adoptă $H = 2{,}5 \div 4\ (max. 5\ mm)$ și din $\frac{H}{h}$ => $h = \cdots [mm]$.

Valori standardizate: 1; 1,15; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5.

Se calculează $H_t = \cdots [mm]$

Tot din asem. Triunghiurilor se obține rel. de legătură:

$$f_2' = f_1 \cdot \frac{c-e}{b-c}$$

f_2'' se calculează din relațiile deformației elastice:

$$f_2'' = F_2 \cdot \frac{6 \cdot e^2}{\pi \cdot E \cdot \eta \cdot h^3} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{a^2}{e^2} - 1 \right) - 2 \left(\frac{a}{e} - 1 \right) + \ln \frac{a}{e} \right] = F_2 \cdot A \cdot \frac{6 \cdot e^2}{\pi \cdot E \cdot \eta \cdot h^3}$$

unde:

$A = f(a/e)$ - (se poare determina şi grafic)

Coeficientul $\eta = \frac{l_1}{\pi(a+e)}$, unde l_1 - lățimea unei lamele (vezi fig.)

z – numărul de tăieturi

Ținând seama de faptul că lățimea unei tăieturi este de 2...4 [mm], se calculează $l_1 => \eta = \cdots [mm]$.

Relația forței F_1 cu care apasă arcul asupra garniturilor de fricțiune în absența forței F_2 ($F_2 = 0$ – nu este acționat ambreiajul), se poate scrie:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot E' \cdot h}{6(b-c)} \cdot \frac{f_1}{h} \cdot \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - \frac{f_1}{h} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) \cdot \left(\frac{H}{h} - \frac{f_1}{2h} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + 1 \right]$$

Dacă notăm mărimile adimensionale $\overrightarrow{F_1}$ şi $\overrightarrow{f_1}$ astfel:

$$\overrightarrow{F_1} = F_1 \cdot \frac{6(b-c)^2}{\pi \cdot E' \cdot h^4}$$

şi

$$\overrightarrow{f_1} = \frac{f_1}{h}$$

obținem:

$$F_1 = f_1 \cdot \ln \frac{b}{a} \left[\left(\frac{H}{h} - f_1 \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) \cdot \left(\frac{H}{h} - f_1 \cdot \frac{b-a}{2(b-c)} \right) + 1 \right]$$

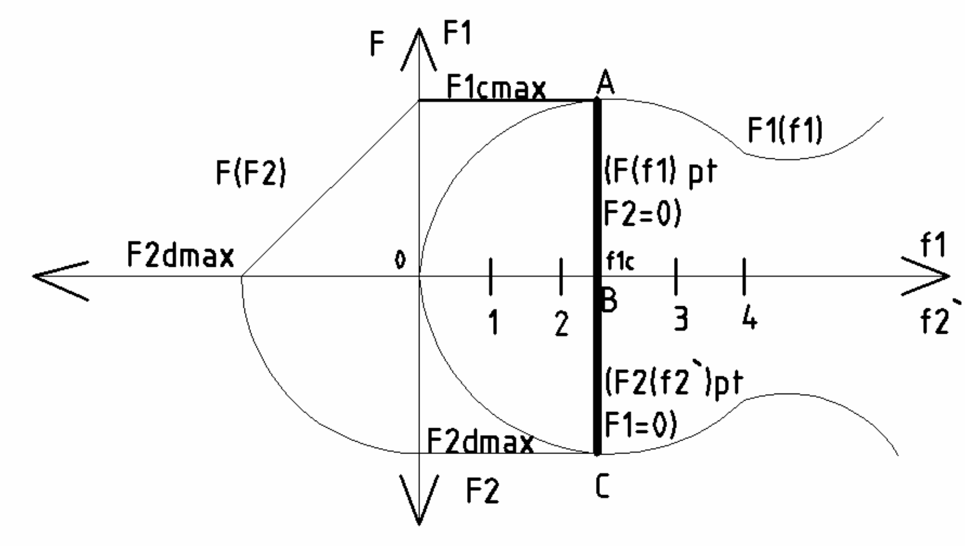
Caracteristica externă va arăta ca în figura următoare. În cadranul I se găseşte graficul

$\overrightarrow{F_1}(\overrightarrow{f_1})$. Când $\vec{F}_2 = 0$, graficul indică variația forței de apăsare a arcului asupra garniturii de fricțiune $\vec{F}(\overrightarrow{f_1})$.

$$E' = \frac{E}{1 - {\mu_P}^2} = \frac{2{,}1 \cdot 10^5}{1 - 0{,}275^2}\,[MPa]$$

E – modului de elasticitate longitudinal (modulul lui Young);

μ_P – coeficientul Poisson.



<u>Procedeu de lucru:</u>

Se calculează cu pas de 0,1 pentru săgeata adimensională $\overrightarrow{f_1}$ forța de apăsare $\overrightarrow{F_1}$ şi se completează tabelul.

$\overrightarrow{f1}$	$\overrightarrow{F1}$	f1=...[mm]	F1=...[N]
0,1	0,0490273	0,25	569,514914
0,2	0,0931332	0,5	1081,8618
0,3	0,1325535	0,75	1539,78034
0,4	0,1675243	1	1946,01022
0,5	0,1982811	1,25	2303,29111
0,6	0,2250601	1,5	2614,36271
0,7	0,2480968	1,75	2881,96468
0,8	0,2676273	2	3108,83672
0,9	0,2838874	2,25	3297,7185
1	0,2971129	2,5	3451,34972
1,1	0,3075397	2,75	3572,47003

1,2	0,3154036	3	3663,81914
1,3	0,3209404	3,25	3728,13673
1,4	0,3243861	3,5	3768,16246
1,5	0,3259764	3,75	3786,63604
1,6	0,3259472	4	3786,29713
1,7	0,3245344	4,25	3769,88542
1,8	0,3219738	4,5	3740,14059
1,9	0,3185012	4,75	3699,80233
2	0,3143526	5	3651,61031
2,1	0,3097637	5,25	3598,30422
2,2	0,3049703	5,5	3542,62374
2,3	0,3002085	5,75	3487,30855
2,4	0,2957139	6	3435,09833

Deoarece ambreiajul trebuie să asigure şi jocul Δf dintre garnituri şi discul de presiune sau volant, pentru decuplarea completă va trebui să continuăm calculul după aflarea forței maxime pentru o comprimare implementară cu valoarea Δf.

Forța maximă $F_{1_{max}}$ din tabelul de mai sus va deveni forța la cuplare şi de aceea trebuie să fie cel puțin de valoarea forței de apăsare F calculată în etapa anterioară.

Condiția 1 este ca: $F_{1_{max}} \geq F_{calculat}$.

Ambreiajul trebuie să asigure şi transmiterea momentului M_{max} după uzura garniturilor (până la valoarea admisibilă Δu_1). De aceea, în tabel şi în grafic trebuie să avem îndeplinită condiția 2:

$$F_1\left(f_{1_c} - \Delta u_{admis} \geq \frac{M_{max}}{\mu \cdot i \cdot R_m}\right)$$

Adică să putem transmite momentul maxim până când β devine 1.

În cadranul IV al graficului se va găsi graficul forței de apăsare a rulmentului de presiune $\overrightarrow{F_2}\left(\overrightarrow{f_2}'\right)$, unde: $\overrightarrow{f_2}' = \frac{c-e}{b-c} \cdot \overrightarrow{f_1}$ şi $\overrightarrow{F_2} = \frac{b-c}{c-e} \cdot \vec{F}_1$ (relație obținută din condiția de echilibru).

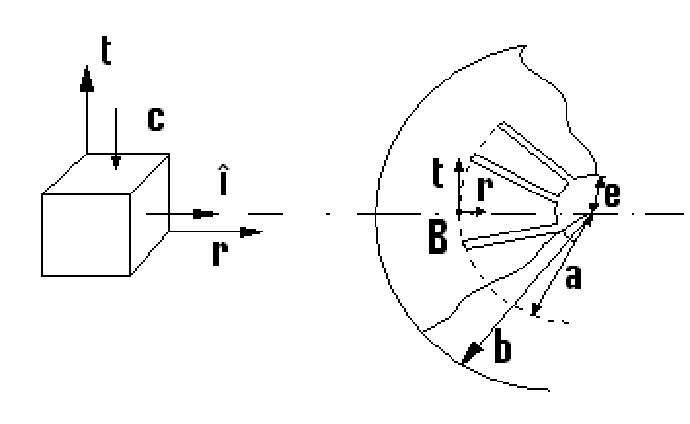
În cadranul II al graficului este reprezentată scăderea forței de apăsare rezultante a arcului când $F_1 = F_{1_{max}}$ şi se apasă pedala ambreiajului, aşadar creşte F_2 până la anularea lui $\overrightarrow{F_1}$ (decuplare).

$$\vec{F} = \overrightarrow{F_1} - \overrightarrow{F_2} \cdot \frac{c - e}{b - c}$$

$\overline{f2}$	$\overline{F2}$	f2	F2[N]
0,45434	0,013074	1,135849	151,8706
0,900715	0,024836	2,251788	288,4965
1,339508	0,035348	3,348771	410,6081
1,771101	0,044673	4,427751	518,9361
2,195874	0,052875	5,489684	614,211
2,614209	0,060016	6,535523	697,1634
3,026489	0,066159	7,566223	768,5239
3,433095	0,071367	8,582737	829,0231
3,834408	0,075703	9,586021	879,3916
4,230811	0,07923	10,57703	920,3599
4,622684	0,082011	11,55671	952,6587
5,01041	0,084108	12,52603	977,0184
5,39437	0,085584	13,48593	994,1698
5,774946	0,086503	14,43737	1004,843
6,15252	0,086927	15,3813	1009,77
6,527473	0,086919	16,31868	1009,679
6,900186	0,086543	17,25047	1005,303
7,271043	0,08586	18,17761	997,3708
7,640423	0,084934	19,10106	986,614
8,008709	0,083827	20,02177	973,7627
8,376283	0,082604	20,94071	959,5478
8,743526	0,081325	21,85882	944,6997
9,11082	0,080056	22,77705	929,9489
9,478547	0,078857	23,69637	916,0262

Etapa a IV-a:

<u>Calculul de rezistență a arcului tip diafragmă</u>



În cazul arcului diafragmă cu tăieturi după generatoare, solicitarea maximă apare în porțiunea circulară ce trece prin pct. B (vezi figura).

Considerăm starea de eforturi unitară biaxială. Eforturile unitare normale vor fi:

a). <u>Efortul de compresiune:</u>

$$\sigma_c = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \cdot \frac{(a-d)\cdot\alpha^2 - h\alpha}{a} \qquad (a, b, \mu \ din\ etapa\ anterioară\ [mm])$$

la care:

$$d = \frac{b-a}{ln\frac{b}{a}}, \quad \alpha = \frac{H}{b-e} \quad - unghiul\ de\ înclinare\ al\ arcului\ (tg.unghiului)$$

$$d = \frac{115-100}{0{,}139762} = 107{,}3253$$

$$\alpha = \frac{4{,}1}{115-20} = \frac{4{,}1}{95} = 0{,}0431579$$

$$a = 100\ [mm]$$

$$b = 115\ [mm]$$

$$\mu = 0{,}45\ [mm]$$

$$\sigma_c = \frac{210000}{2(1-0{,}45^2)} \cdot \frac{(100-107{,}32)\cdot 0{,}0431579^2 - 2{,}5\cdot 0{,}0431579}{100}$$

$$\sigma_c = 131661{,}442 \cdot (-0{,}00121529)$$

$$\sigma_c = -160{,}0069\ MPa$$

b). Efortul la încovoiere:

$$\sigma_î = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{F_2}{h^2 \cdot \eta}$$

$$h = 2{,}5\ [mm]$$

$$\eta = 0{,}999995$$

$$\sigma_î = \frac{3}{3{,}14} \cdot \frac{1009{,}77}{2{,}5^2 \cdot 0{,}99995}$$

$$\sigma_î = 154{,}367\ MPa$$

Se va calcula efortul echivalent $\sigma_{ech} = |\sigma_î| + |\sigma_d|$.

$$\sigma_{ech} = 314{,}3739\ MPa$$

Se alege un oțel pentru arcuri (STAS 795-77).

Ex.: 51 V Cr 11 A, 60 Si 15 A, OLC 85 A etc.

Dacă $\sigma_{ech.} \leq \sigma_{0.2}/_c\ (rezist.\ la\ curgere) => materialul\ este\ corect\ ales.$

$$c = coef.\ de\ siguranță$$

$$c = 2 \div 5$$

Material: 51 Si 17 A

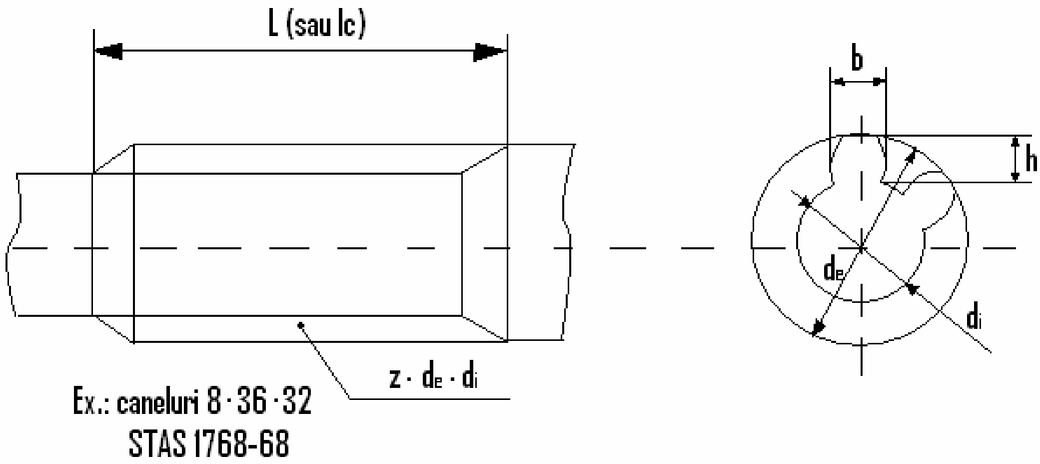
$$\sigma_{ech.} = \frac{\sigma_{0.2}}{c} = \frac{1080}{3} = 360\ MPa$$

$\sigma_{ech.} \leq \sigma_{0,2}/_c \quad => verifică\ condiția\ de\ rezistență$;

Calculul arborelui ambreiajului

Arborele ambreiajului (care este în acest caz cât şi arborele primar al cutiei de viteze) are o porțiune corelată pe care se deplasează butucul discului condus.

Solicitarea principal este cea de torsiune cu Mc (momentul de calcul al ambreiajului).



$$\tau_t = \frac{M_c}{W_p} = \frac{16 \cdot \beta \cdot M_{max}}{\pi \cdot d^3}$$

După calcul, se compară cu $\tau_{at} = 100 \div 120\ MPa \ => \ \tau_t \leq \tau_{at}$.

În cazul nostru (se doreşte dimensionarea), pornim însă de la adoptarea lui τ_{at} (adoptarea materialului). Diametrul interior va fi $d_i = \sqrt[3]{\frac{M_{max} \cdot 16 \cdot \beta}{\pi \cdot \tau_{a_t}}}\ [mm]$.

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{M_{max} \cdot 16 \cdot \beta}{\pi \cdot \tau_{a_t}}} = \sqrt[3]{\frac{233 \cdot 16 \cdot 1{,}35 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 100}} = 26{,}11\ mm$$

Din STAS 1768-68 =>

$d_i = 28\ mm$

$d_e = 34\ mm$

$b = 7\ mm$

$z = 6\ caneluri$

$L = (1{,}5 \div 2{,}5) \cdot d_i = 2{,}1 \cdot 28 = 58{,}8\ mm$ (opțional)

$L = 47{,}6\ mm$

$$h = \frac{d_e - d_i}{2} = 3\ mm$$

Atât canelurile arborelui cât şi cele ale butucului sunt supuse la strivire. Considerând raza medie a canelurilor:

$r_m = \frac{d_e + d_i}{4} => forța\ care\ solicită\ canelurile\ la\ strivire\ și\ forfecare\ va\ fi:$

$$F = \frac{M_c}{r_m} = \frac{4 \cdot M_{max} \cdot \beta}{d_e + d_i} = 20320\ N$$

Presiunea de strivire este:

$p_s = \frac{F}{z \cdot A_s}, unde\ \ A_s -\ aria\ de\ strivire\ (supraf.caneluri)$

$z - nr.de\ caneluri$

$A_s = L \cdot h\ = 34 \cdot 3\ = 142{,}8\ [mm^2]$

$$p_s = \frac{2F}{z \cdot L \cdot (d_e - d_i)} = \frac{8 \cdot \beta \cdot M_{max}}{z \cdot L \cdot ({d_e}^2 - {d_i}^2)}$$

În care:

$M_{max}\ [Nm]$

$L\ (sau\ l_c) -\ lungimea\ butucului\ discului\ de\ ambreiaj$

Se recomandă $L = d_e \; [mm] \; pentru \; autoturisme \; obisnuite$

$$L = 1{,}4 \cdot d_e \; [mm] \; pentru \; autoturisme \; sport$$

$p_s =$ 23,71 MPa

Dacă $p_s \leq p_{sa}(20 - 25\,MPa)$ se va face verificarea la forfecare.

$$\tau_f = \frac{F}{2 \cdot A_f} - \; tensiunea \; tang. de \; forfecare \; se \; compar\breve{a} \; cu \; \tau_{af}.$$

$A_f = b \cdot L - aria \; de \; forfecare \; [mm^2]$

b – lățimea canelurilor

Valorile admisibile ale $\tau_{af} = 20 \div 30\ MPa.$

$A_f = 7 \cdot 47{,}6 = 333{,}2\ [mm^2]$

$$\tau_f = \frac{F}{2 \cdot A_f} = \frac{20320}{2 \cdot 333{,}2} = 30{,}5\ MPa$$

Observație:

Considerând valorile adoptate pentru rezistențele admisibile se alege din STAS 791-88 un material pentru arbore (oțeluri de cementare).

Material arbore ambreiaj: 18MnCr11.

Definiție:

Oțelurile de cementare sunt oțeluri la care stratul superficial de carbon este îmbogățit, prin încălzirea şi menținerea la o temperatură superioară zonei de transformare, într-un mediu carburant lichid, solid sau gazos. După cementare urmează călirea şi o revenire la temperaturi între 150 – 200 grade Celsius, pentru eliminarea tensiunilor remanente din material.

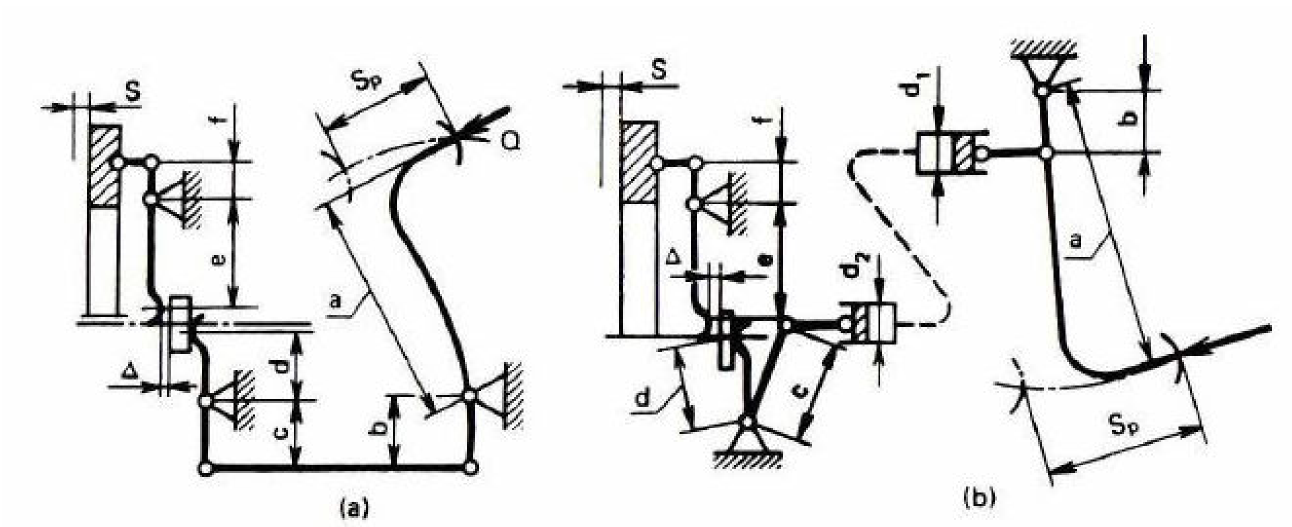
După prelucrarea suprafețelor canelate se tratează prin călire prin curenți de înaltă frecvență (C.I.F.).

C.I.F. este un procedeu de călire superficială la care încălzirea se face prin inducție electromagnetică.

Se aplică pieselor de oțel (cu conținut de carbon de 0,3.. . 0,8 %) sau de fontă, pentru obținerea unei structuri martensitice dure (duritate 56... 62 HRC) la suprafață, concomitent cu menținerea structurii moi, maleabile, în miezul pieselor.

După încălzirea la cca. 900°C, se face răcirea în apă, ulei sau aer.

Calculul mecanismului de acționare



După cum se vede in figură, sistemele de acționare a ambreiajului sunt de două feluri:

a) sistem de acționare mecanic
b) sistem de acționare hidraulic

În funcție de complexitatea şi mărimea ambreiajului, fiecare producător auto alege ce tip de mecanism de acționare să monteze pe un autovehicul. Totuşi, pentru a afla care mecanism se potriveşte, se fac în prealabil o serie de calcule care ajută la determinarea unor dimensiuni cum ar fi: lungimea pedalei, lungimea pârghiei de debreiere şi altele.

- În concluzie, pentru un sistem mecanic de acționare vom folosi următoarele relații:

Forța de apăsare a pedalei:

$$F_p = F \cdot \frac{b \cdot d \cdot f}{a \cdot c \cdot e} \cdot \frac{1}{\eta_a}, unde: F = \frac{\beta \cdot M_{max}}{\mu \cdot i \cdot R_m} - \ forța\ de\ apăsare\ a\ discului\ de\ presiune$$

$\eta_a = 0{,}5 \div 0{,}6\ (randamentul\ mecanismului\ de\ acționare)$

$F_p = 10 \div 15\ daN\ (autoturisme)$

Cursa pedalei va fi:

$$S_p = (S_l + e/f \cdot S_d) \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{a}{b} \quad (S_p = 100 \div 150\ mm\ la\ autoturisme)$$

$S_d = 0{,}75 \div 1{,}5\ mm\ (cursa\ discului\ de\ presiune)$

$S_l = 1{,}5 \div 4\ mm\ (jocul\ dintre\ manșon\ și\ pârghie)$

- Pentru sistemele de acționare hidraulice, se regăsesc următoarele relații:

$d_1 -\ diametrul\ (alezajul)\ cilindrului\ pompei\ principale$

$d_2 - diametrul\ (alezajul) cilindrului\ receptor$

Forța de apăsare a pedalei:

$$F_p = F \cdot \frac{b \cdot d \cdot f}{a \cdot c \cdot e \cdot \eta_a} \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$$

$\eta_a = 0{,}8 \div 0{,}95$

Cursa pedalei va fi:

$$S_p = \left(S_l + \frac{e}{f} \cdot S_d\right) \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{a}{b} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$$

Astfel:

$$F = \frac{303,44}{0,45 \cdot 2 \cdot 0,1031} = 3270,17\ [N]$$

$$\eta_a = 0,6$$

$$f' = 20\ [mm]$$

$$e' = 75\ [mm]$$

$$d' = 30\ [mm]$$

$$c' = 95\ [mm]$$

$$a' = 190\ [mm]$$

$$b' = 45\ [mm]$$

$$F_p = F \cdot \frac{b \cdot d \cdot f}{a \cdot c \cdot e} \cdot \frac{1}{\eta_a} = 3270,17 \cdot \frac{45 \cdot 30 \cdot 20}{190 \cdot 95 \cdot 75} \cdot \frac{1}{0,6} = 108,705\ [N]$$

$$S_l = 2,5\ [mm]$$

$$S_d = 1,5\ [mm]$$

$$S_p = (2,5 + 75/20 \cdot 1,5) \cdot \frac{95}{30} \cdot \frac{190}{45} = 108,63\ [mm]$$

Etapa a V-a:

Calculul cutiei de viteze mecanice, în trepte

a). Calculul roților dințate:

Numărul treptelor de viteză precum şi rapoartele de transmitere ale treptelor se determină din calculul dinamic al autovehiculului.

Soluția constructivă de realizare a cutiei de viteze depinde de tipul autovehiculului şi organizarea acestuia. Astfel, la autoturismele organizate după soluția clasică, de obicei se utilizează cutii de viteze cu trei arbori, in timp ce la autoturismele organizate după soluția “totul in față” sau “totul in spate” se preferă cutiile de viteze cu doi arbori, din motive legate de reducerea gabaritului. La autocamioane şi autobuze cutiile de viteze sunt de
tipul cu trei arbori; la unele autocamioane se utilizează şi cutii de viteze compuse. La tractoare se întâlnesc atât cutiile de viteze cu doi arbori, cat şi cele cu trei arbori sau compuse (care permit obținerea unui număr mare de rapoarte de transmitere).

Pentru cuplarea treptelor de mers înainte in prezent este practice generalizată soluția cu roți dințate angrenate permanent şi mufe cu dispozitive de cuplare. La unele camioane, autobuze şi tractoare, pentru treptele inferioare se mai utilizează soluția de cuplare a treptelor prin deplasarea axială a roților. Această soluție este utilizată şi pentru treapta de mers înapoi.

Pentru calcule de predimensionare a cutiei de viteze, modulul normal al roților dințate se poate determina cu ajutorul nomogramei din fig. 120, in funcție de cuplul la arborele secundar in prima treaptă a cutiei de viteze.

Cuplul la arborele secundar pentru prima treaptă se determină cu relația:

$$M_s = M_{e\,max} \cdot i_{k1} \cdot \eta_{cv}$$

în care M_{emax} este cuplul maxim al motorului [daN*m], i_{kI} este raportul de transmitere al primei trepte de viteze, iar η_{cv} este randamentul cutiei de viteze (0.9...0.95). Valorile recomandate ale modulului sunt cele în zona cuprinsă intre cele două linii groase; pentru autoturisme se prefer valorile inferioare (ce permit micşorarea gabaritului), în timp ce pentru autobuze, camioane se vor utiliza valorile superioare ale modulului.

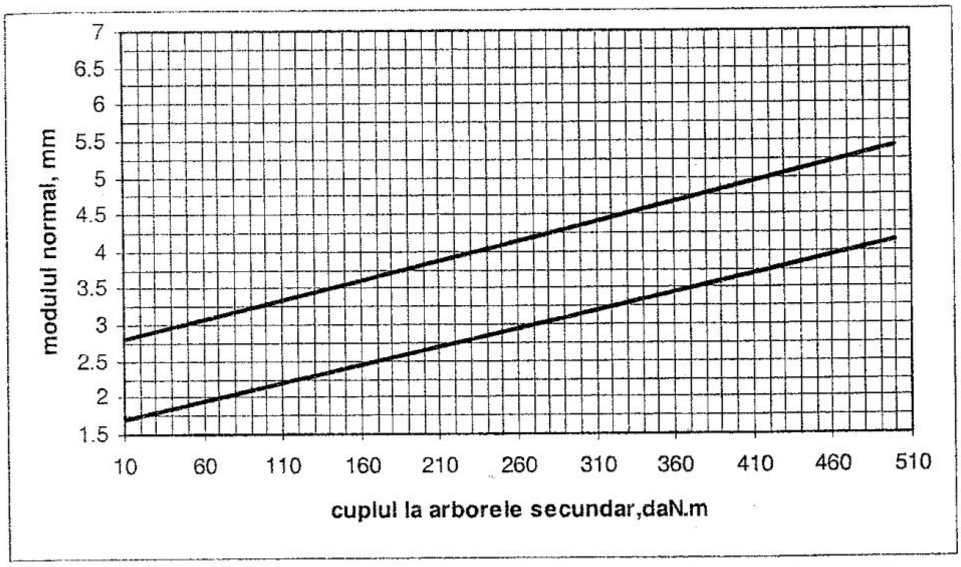


Fig. 120 – Nomogramă pentru determinarea preliminară a modului normal

Valorile standardizate ale modulului normal sunt prezentate mai jos.
Valorile de pe poziția I sunt cele preferate, dar pentru autoturisme se admite şi folosirea modulilor de pe poziția II.

I	2		2.5		3		4		5		6		8		10		12
II		2.25		2.75		3.5		4.5		5.5		7		9		11	

$M_s = 233{,}41 \cdot 3{,}04 \cdot 0{,}92 = 652{,}8\, N \cdot m = 65{,}28\, daN \cdot m$

$m_n = 2{,}5\, mm$

$A^* = 26 \cdot \sqrt[3]{M_{e\,max}}$

$A = 26 \cdot \sqrt[3]{23{,}341} = 74{,}3\, mm$

$$z_{1_{min}} = \frac{2 \cdot (1 - x) \cdot \cos\beta}{\sin^2 \alpha_f}$$

$$\tan \propto_f = \frac{\tan \propto}{\cos\beta}$$

$\propto = 20°$

Unghiul de înclinare a danturii:

$\beta = 25°$

Treapta	I	II	III	IV
Perechi de roți dințate	z_1	z_3	z_5	z_7
	z_2	z_4	z_6	z_8

$$z_{1_{min}} = \frac{2 \cdot \cos 25°}{\sin^2 21{,}876} = 13$$

$$z_1 = 13$$

$$A_{calc.} = \frac{m \cdot (z_1 + z_3)}{2 \cdot \cos \beta}$$

$$A_{calc.} = \frac{2{,}5 \cdot (13 + 39)}{2 \cdot \cos 25} = 71{,}71\, mm$$

$$z_2 = i_{cv1} \cdot z_1 = 39{,}52 \;\; => \;\; z_2 = 39\, dinți$$

$$z_3 = \frac{2 \cdot A \cdot \cos \beta}{m \cdot (1 + i_{cv2})}$$

$$z_3 = \frac{2 \cdot 71{,}71 \cdot \cos 25}{m \cdot (1 + 2{,}09)} = 16{,}82 \;\; => \;\; z_3 = 17\, dinți$$

$$z_4 = z_2 \cdot i_{cv2} = 17 \cdot 2{,}098 = 35{,}66 => z_4 = 35\, dinți$$

$$z_5 = \frac{2 \cdot A \cdot \cos \beta}{m \cdot (1 + i_{cv3})}$$

$$z_5 = \frac{2 \cdot 71{,}71 \cdot \cos 25°}{2{,}5 \cdot (1 + 1{,}4486)} = 21{,}23 => z_5 = 21\, dinți$$

$z_6 = z_5 \cdot i_{cv3} = 21 \cdot 1,4486 = 30,41 => z_6 = 31\ dinți$

$$z_7 = \frac{2 \cdot A \cdot \cos\beta}{m \cdot (1 + i_{cv4})}$$

$$z_7 = \frac{2 \cdot 71,71 \cdot \cos 25°}{2,5 \cdot (1+1)} = 25,99 => z_7 = 26\ dinți$$

$z_8 = 25\ dinți$

Diametrele de divizare ale roților dințate:

d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8
32,5	97,5	42,5	87,5	52,5	77,5	65	62,5

Etapa a VI-a:

Calculul arborilor cutiei de viteze

Date inițiale:

1. Puterea nominală de transmis şi momentul maxim:

$P = 81{,}35\ kW$

$M_{e\,max} = 233{,}41\ N \cdot m$

2. Turația arborelui motor:

$n_p = 4200\ rpm$

$$\omega_p = \frac{\pi \cdot n_p}{30} = 439{,}822\ s^{-1}$$

3. Raporturi de transmitere:

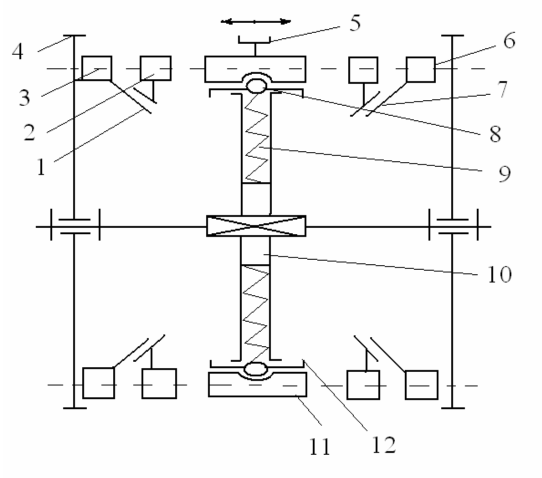
Treapta	I	II	III	IV
$i_{teoretic}$	3,04	2,098	1,4486	1
i_{real}	3	2,058	1,476	1

A. Alegerea schemei de organizare a cutiei de viteze:

1. Alegerea tipului de sincronizator:

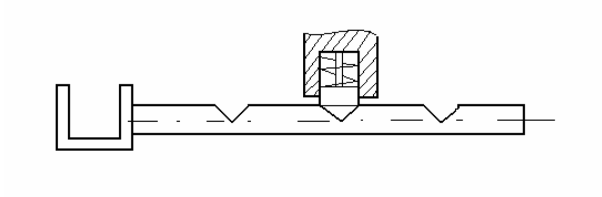
Spre exemplu, sincronizator conic cu inerție cu inele de blocare şi dispozitiv de fixare cu bile.

1 - supraf. tronconică
2 - inel de blocare
3, 6 – dantură de cuplare
4 - roată dințată
5 - guler coroană
7 - supraf. tronc. inel.
8 - bilă
9 - arc
10 - manşon
11 - dantură manşon
12 - pastilă

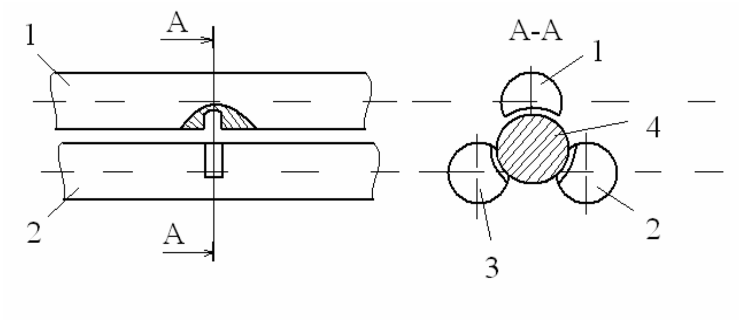


2. Soluția de fixare şi blocare a treptei de viteză:

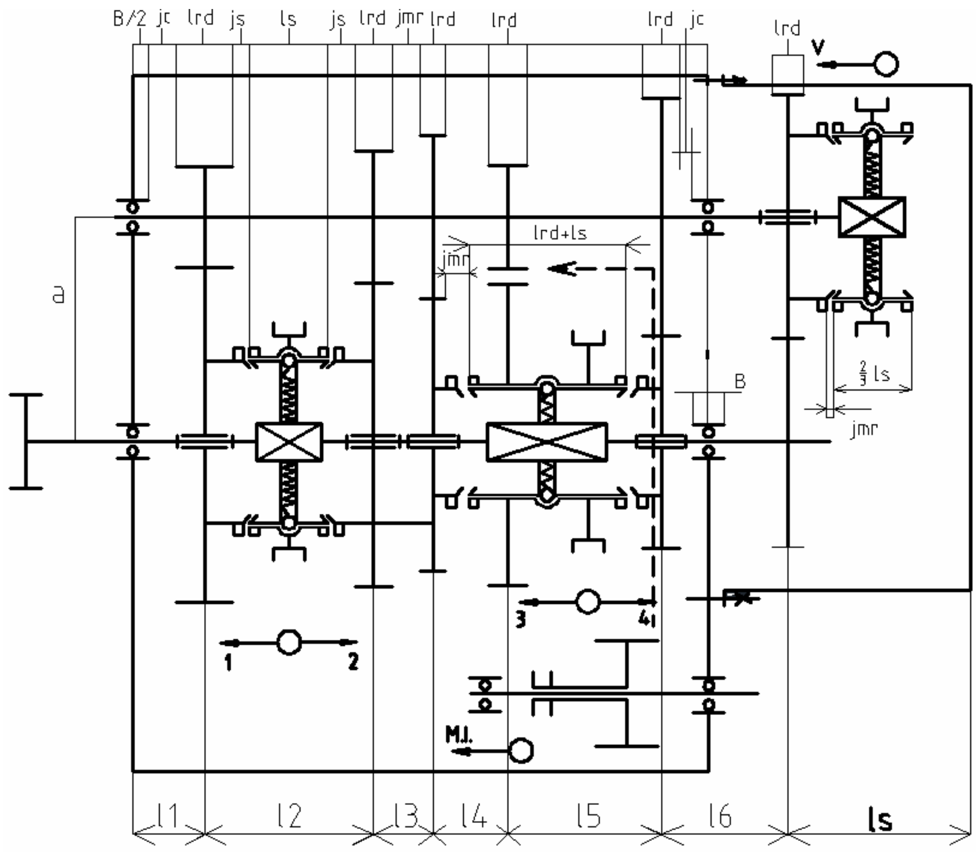
a. Dispozitiv de fixare:



b. Dispozitiv de blocare:



3. Schema cinematică :



b – lățimea roților dințate

$b = 25\,mm$

$$l_1 = \frac{B}{2} + j_c + \frac{l_{rd}}{2}$$

$$l_2 = \frac{l_{rd}}{2} + 2 \cdot j_s + l_s + \frac{l_{rd}}{2}$$

$$l_3 = \frac{l_{rd}}{2} + j_{mr} + \frac{l_{rd}}{2}$$

$$l_4 = \frac{l_{rd}}{2} + j_{mr} + \frac{l_{rd}}{2}$$

$$l_5 = \frac{l_{rd}}{2} + l_s + j_{mr} + \frac{l_{rd}}{2}$$

$$l_6 = \frac{l_{rd}}{2} + j_c + +B + j_c + \frac{l_{rd}}{2}$$

$$l_7 = \frac{l_{rd}}{2} + j_{mr} + \frac{2}{3} \cdot l_s$$

$B = (0{,}3 \div 1) \cdot d_p - $ *lățimea lagărelor*

$j_c = (3 \div 4)mm -$ *jocul dintre roțile dințate și carcasă*

$l_{rd} = 1{,}4 \cdot b -$ *lungimea tronsonului pe care se montează roata dințată*

$j_s = (2 \div 3)\,mm -$ *jocul dintre roți și sincronizator*

$j_{mr} = (4 \div 5)mm -$ *jocul dintre părțile aflate în mișcare relativă*

$l_s = (1 \div 1{,}5) \cdot d_p - $ *lățimea sincronizatorului*

$B = 24\ mm$

$j_c = 3{,}5\ mm$

$l_{rd} = 35\ mm$

$j_s = 2{,}5\ mm$

$j_{mr} = 4\ mm$

$l_s = 42\ mm$

$l_1 = 33\ mm$

$l_2 = 82\ mm$

$l_3 = 39\ mm$

$l_4 = 39\ mm$

$l_5 = 81\ mm$

În urma calculelor de rezistență s-au determinat diametrele pentru tronsoanele celor patru trepte ale cutiei de viteze.

De menționat este faptul că pentru a îmbunătăți procesul de calcul, calculele au fost realizate în proporție de 50 de procente în Microsoft Excel.

Schema de încărcare pentru treapta I este anexată în proiect.

Pentru arborele I, momentele echivalente şi dimensiunile au fost surprinse în tabelul următor:

Treaptă	*a*	*b*	*r*	M_{ech}	*d**	*d*
I	33	274	16,25	508,7	37,28	38
II	115	192	21,25	881,6	44,78	45
III	154	153	26,25	776,8	42,93	43
IV	274	33	32,5	353,6	33,03	34
u.m.	[mm]	[mm]	[mm]	[N·m]	[mm]	[mm]

De asemenea, pentru arborele al II-lea, momentele echivalente şi dimensiunile au fost surprinse în tabel:

Treaptă	*a*	*b*	*c*	*r*	M_{ech}	M_s	*d**	*d*
I	33	274	33	48,75	1308,02	652,8	51,08	52
II	115	192	33	43,75	903	450,6	45,14	46
III	154	153	33	38,75	625,5	311,1	39,9	40
IV	274	33	33	31,25	467,8	233,4	36,25	37
u.m.	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[N·m]	N·m]	[mm]	[mm]

Schema cinematică a cutiei de viteze se ataşează în proiect, la scara 1:2.